

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-133850

(43)Date of publication of application : 23.05.1995

(51)Int.Cl.

F16H 3/62

(21)Application number : 05-302363

(71)Applicant : TOYOTA MOTOR CORP

(22)Date of filing : 08.11.1993

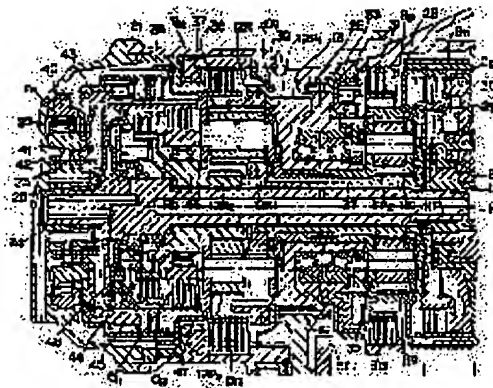
(72)Inventor : MORISAWA KUNIO
IBARAKI TAKATSUGU
OTSUBO HIDEAKI

(54) GEAR SPEED CHANGER FOR AUTOMATIC TRANSMISSION

(57)Abstract:

PURPOSE: To form multiple steps of a gear speed changer, to miniaturize it and to lighten it by arranging a double pinion type planetary gear mechanism on the side of an input shaft by way of sandwiching a separation wall, a Ravigneaux type planetary gear mechanism on the opposite side and a counter gear, a clutch, a brake means, etc., at their specified positions.

CONSTITUTION: A Ravigneaux type planetary gear system PG2 having a sun gear 12S1 engaged with a pinion 12P1 and a sun gear 12S2 engaged with a pinion P2 engaged with a ring gear 12R and the pinion 12P1 and a double pinion type planetary gear system PG1 are arranged on the same axis as an input shaft 10 by way of sandwiching a separation wall 26, the latter on the side of the input shaft 10 and the former on the opposite side. Thereafter, the sun gear 12S1 and a sun gear 11S, and carriers 11C and 12C of the gear systems are respectively connected to each other, a counter gear 13 connected to the ring gear 12R is arranged between the gear system PG2 and the separation wall 26, and a brake means B11 of a clutch means C12 sun gear 11S to connect the sun gear 11S and the input shaft 10 to each other and a brake means B13 of a ring gear 11R are arranged on the side of the gear system PG1 rather than the separation wall 26. Accordingly, it is possible to form multiple step and to miniaturize a gear speed changer.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 06.07.1998

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted]

BEST AVAILABLE COPY

THIS PAGE BLANK (USPTO)

registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

3246139

[Date of registration]

02.11.2001

[Number of appeal against examiner's decision of
rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision
of rejection]

[Date of extinction of right]

Copyright (C); 1998,2003 Japan Patent Office

THIS PAGE BLANK (USPTO)

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-133850

(43) 公開日 平成7年(1995)5月23日

(51) Int.Cl.⁶

F 1 6 H 3/62

識別記号

庁内整理番号

F I

技術表示箇所

A 9030-3 J

審査請求 未請求 請求項の数 1 F D (全 7 頁)

(21) 出願番号 特願平5-302363

(22) 出願日 平成5年(1993)11月8日

(71) 出願人 000003207

トヨタ自動車株式会社

愛知県豊田市トヨタ町1番地

(72) 発明者 森沢 邦夫

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 茨木 隆次

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

(72) 発明者 大坪 秀顕

愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

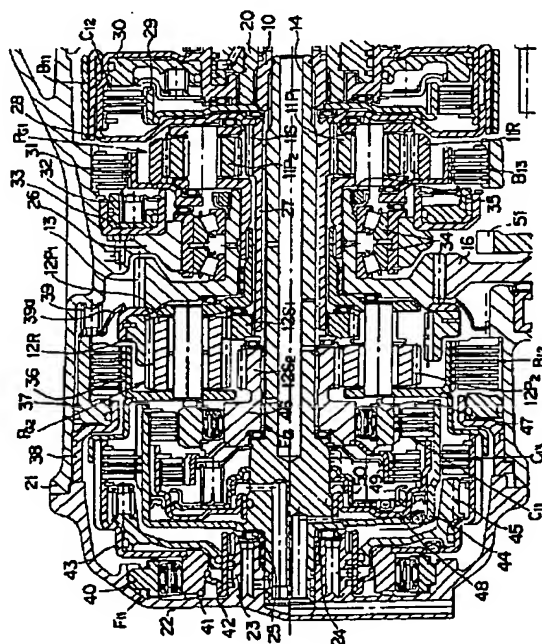
(74) 代理人 弁理士 渡辺 丈夫

(54) 【発明の名称】 自動変速機用歯車変速装置

(57) 【要約】

【目的】 多段化でき、かつ小型化軽量の歯車変速装置を提供する。

【構成】 ラビニョ型遊星歯車機構PG2と、ダブルピニオン型遊星歯車機構PG1とを、入力軸10と同一軸線上に配列した前進6段を設定可能な歯車変速装置であって、ケーシング21の内面に突設した隔離壁26を挟んでダブルピニオン型遊星歯車機構PG1およびこれに係する摩擦係合装置で入力軸10側に配置され、またラビニョ型遊星歯車機構PG2がそれとは反対側に配置されている。さらにラビニョ型遊星歯車機構PG2のリングギヤ12Rが出力要素であって、これに連結されたカウンタギヤ13が、隔離壁26に隣接し、かつ隔離壁26によって支持された状態に配置されている。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 第1ピニオンに噛合した第1サンギヤおよびリングギヤとその第1ピニオンに噛合している第2ピニオンに噛合した第2サンギヤとを有するラビニョ型遊星歯車機構と、ダブルピニオン型遊星歯車機構とが、入力軸と同一軸線上でかつケーシングの内面に突設した隔離壁を挟んでダブルピニオン型遊星歯車機構が入力軸側でラビニョ型遊星歯車機構がそれとは反対側に配置され、その第1サンギヤとダブルピニオン型遊星歯車機構のサンギヤとが互いに一体回転するように連結されるとともに、これらの遊星歯車機構のキャリア同士が互いに一体回転するように連結され、またラビニョ型遊星歯車機構のリングギヤに連結されたカウンタギヤが、ラビニョ型遊星歯車機構と前記隔離壁との間に配置され、さらにダブルピニオン型遊星歯車機構のサンギヤと入力軸とを連結するクラッチ手段と該サンギヤを固定するブレーキ手段とダブルピニオン型遊星歯車機構のリングギヤを固定する他のブレーキ手段とが、前記隔離壁よりダブルピニオン型遊星歯車機構側に配置されていることを特徴とする自動変速機用歯車変速装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 この発明は、車両用の自動変速機に使用される歯車変速装置に関し、特に軸線を車両の幅方向に向けて配置する横置きタイプの自動変速機に適した歯車変速装置に関するものである。

【0002】

【従来の技術】 車両用の自動変速機は、エンジンと共にエンジンルームに設置されるから、可及的に小型軽量であることが好ましく、また車両の全体としての動力性能や燃費を向上させるためには、設定可能な変速段数が多いことが好ましい。そこで例えば三組の遊星歯車機構を使用して前進6段の変速段を設定することのできる歯車変速装置を採用することが考えられ、その一例が特開平3-56746号公報に記載されている。

【0003】 これを簡単に説明すると、図4において、入力軸1と出力軸2とが同一軸線上に配置されており、これら入力軸1と出力軸2との間に、入力軸1側から、ダブルピニオン型遊星歯車機構である第1遊星歯車機構3とシングルピニオン型遊星歯車機構である第2遊星歯車機構4および第3遊星歯車機構5とが、同一軸線上に配列されている。その第1遊星歯車機構3のキャリア3Cと第2遊星歯車機構4のキャリア4Cと第3遊星歯車機構5のリングギヤ5Rとの三者が一体となって回転するように連結されている。また第1遊星歯車機構3のサンギヤ3Sと第2遊星歯車機構4のサンギヤ4Sとが互いに一体となって回転するように連結されている。さらに第2遊星歯車機構4のリングギヤ4Rと第3遊星歯車機構5のキャリア5Cとが互いに一体となって回転するように連結されており、そのキャリア5Cに出力軸2が

連結されている。

【0004】 入力軸1を所定の回転要素に連結するための複数のクラッチが設けられており、具体的には、入力軸1と第1遊星歯車機構3のサンギヤ3Sとの間に第1クラッチC1が設けられ、また入力軸1と第2遊星歯車機構3のキャリア4Cとの間に第2クラッチC2が設けられ、さらに入力軸1と第3遊星歯車機構5のサンギヤ5Sとの間に第3クラッチC3が設けられている。そして互いに直列に配列された第4クラッチC4と第1一方方向クラッチF1とが第3クラッチC3に対して並列に配置されている。

【0005】 また所定の回転要素を固定するためのブレーキ手段について説明すると、互いに一体化された第1遊星歯車機構3のサンギヤ3Sおよび第2遊星歯車機構4のサンギヤ4Sを固定する第1ブレーキB1と、第1遊星歯車機構3のリングギヤ3Rを固定する第2ブレーキB2と、互いに一体化された第1遊星歯車機構3のキャリア3Cおよび第2遊星歯車機構4のキャリア4Cならびに第3遊星歯車機構5のリングギヤ5Rの三者を固定する第3ブレーキB3とが設けられている。そしてその第3ブレーキB3と並列に第2一方方向クラッチF2が設けられている。

【0006】 したがって上記従来の歯車変速装置では、各クラッチおよびブレーキを適宜に係合・解放させることにより前進6段・後進2段の変速段を設定することができ、多段化による動力性能の向上や燃費の向上を図ることができる。

【0007】

【発明が解決しようとする課題】 上述した従来の歯車変速装置は、入力軸1と出力軸2とを一直線上に配置し、その間に三組の遊星歯車機構3, 4, 5を配置した構成であるから、車両の前後方向に向けて配置するいわゆる縦置きタイプの自動変速機には適しているが、横置きタイプの自動変速機に使用するとすれば、図4に破線で示すように、軸線方向の端部にカウンタギヤ対6a, 6bを配置するとともに、軸線方向での中央部に配置した所定の出力部材に、そのカウンタギヤ対6a, 6bに連結したカウンタシャフト7を介して動力を伝達する必要がある。そのため軸線方向に並べて配置する部材が更に増えることになるので、軸長が長くなってしまい、多段化を図ることができても、全体としての構成が大型化して車載性に劣るものとなるなどの不都合がある。

【0008】 この発明は上記の事情を背景としてなされたもので、多段化および小型軽量化を図ることができ、さらには横置きタイプの自動変速機に適した歯車変速装置を提供することを目的とするものである。

【0009】

【課題を解決するための手段】 この発明は、上記の目的を達成するために、第1ピニオンに噛合した第1サンギ

3

ヤおよびリングギヤとその第1ピニオンに噛合している第2ピニオンに噛合した第2サンギヤとを有するラビニョ型遊星歯車機構と、ダブルピニオン型遊星歯車機構とが、入力軸と同一軸線上でかつケーシングの内面に突設した隔離壁を挟んでダブルピニオン型遊星歯車機構が入力軸側でラビニョ型遊星歯車機構がそれとは反対側に配置され、その第1サンギヤとダブルピニオン型遊星歯車機構のサンギヤとが互いに一体回転するように連結されるとともに、これらの遊星歯車機構のキャリア同士が互いに一体回転するように連結され、またラビニョ型遊星歯車機構のリングギヤに連結されたカウンタギヤが、ラビニョ型遊星歯車機構と前記隔離壁との間に配置され、さらにダブルピニオン型遊星歯車機構のサンギヤと入力軸とを連結するクラッチ手段と該サンギヤを固定するブレーキ手段とダブルピニオン型遊星歯車機構のリングギヤを固定する他のブレーキ手段とが、前記隔離壁よりダブルピニオン型遊星歯車機構側に配置されていることを特徴とするものである。

【0010】

【作用】この発明の歯車変速装置では、ラビニョ型遊星歯車機構のみを作用させて複数の変速段を設定することができるが、その第1サンギヤやキャリアの回転速度を、ダブルピニオン型遊星歯車機構によって変えることにより、更に他の変速比の変速段が設定される。またラビニョ型遊星歯車機構が使用されていることにより軸線方向での寸法が短くなっており、またそのリングギヤを出力要素とするので、カウンタギヤを軸線方向での中央部に配置でき、したがって動力を軸線方向においていわゆる折り返して伝達する必要がなくなり、さらにリングギヤから直接カウンタギヤに連結でき、その結果、構成部材の削減により小型化されている。このカウンタギヤは、ケーシングに突設した隔離壁に隣接して配置されているので、カウンタギヤの支持が容易になる。さらにダブルピニオン型遊星歯車機構の回転要素を入力軸に連結するクラッチやその遊星歯車機構の所定の回転要素を固定するブレーキ等の摩擦係合装置が、隔離壁より入力軸側にまとめて配置されているので、組付け性が良好であるうえに、それらの部材の間で動力を伝達するため部材が少なくなりもしくは小さくなるので、全体としての構成が小型化される。

【0011】

【実施例】つぎにこの発明の実施例を図面を参照して説明する。図1はこの発明の一実施例を示すスケルトン図であって、ここに示す例は、ダブルピニオン型遊星歯車機構PG1とラビニョ型遊星歯車機構PG2とを同一軸線上に配列し、かつ軸線を車幅方向に向けて配置するいわゆる横置きタイプに適するように構成した例である。

【0012】すなわちトルクコンバータ（図示せず）から動力を伝達される入力軸10の中心軸線と同一軸線上に、入力軸10側からダブルピニオン型遊星歯車機構P

4

G1とラビニョ型遊星歯車機構PG2とが順に配列されている。そのダブルピニオン型遊星歯車機構PG1は、サンギヤ11Sと、そのサンギヤ11Sと同心円上に配置された内歯歯車であるリングギヤ11Rと、サンギヤ11Sに噛合した第1のピニオン11P1と、その第1ピニオン11P1およびリングギヤ11Rに噛合した第2ピニオン11P2と、これらのピニオン11P1、11P2を保持しているキャリア11Cとを備えている。またラビニョ型遊星歯車機構PG2は、第1および第2のサンギヤ12S1、12S2と、これらのサンギヤ12S1、12S2と同心円上に配置されたリングギヤ12Rと、第1サンギヤ12S1とリングギヤ12Rとに噛合する第1ピニオン12P1と、第2サンギヤ12S2と第1ピニオン12P1とに噛合する第2ピニオン12P2と、これらのピニオン12P1、12P2を保持しているキャリア12Cとを備えている。そしてダブルピニオン型遊星歯車機構PG1のサンギヤ11Sと前記第1サンギヤ12S1とが互いに一体となって回転するように連結されており、またキャリア11C、12C同士が互いに一体となって回転するように連結されている。さらに出力要素であるカウンタギヤ13が、ラビニョ型遊星歯車機構PG2のリングギヤ12Rに一体的に連結されており、このカウンタギヤ13は、リングギヤ12Rに隣接してラビニョ型遊星歯車機構PG2よりダブルピニオン型遊星歯車機構PG1側に配置されている。

【0013】入力軸10はその延長線上に配置された中間軸14に連結されており、その中間軸14と前記第2サンギヤ12S2との間には、多板クラッチである第1クラッチC11と第2一方方向クラッチF12とが、直列に配列されている。また入力軸10とダブルピニオン型遊星歯車機構PG1のサンギヤ11Sとの間に、多板クラッチである第2クラッチC12が配置されている。さらに中間軸14とラビニョ型遊星歯車機構PG2のキャリア12Cとの間には多板クラッチである第3クラッチC13が配置されている。そして多板クラッチである第4クラッチC14が、前記第1クラッチC11および第2一方方向クラッチF12に対して並列に配置されている。

【0014】さらにブレーキ手段として、ダブルピニオン型遊星歯車機構PG1のサンギヤ11Sおよびラビニョ型遊星歯車機構PG2の第1サンギヤ12S1を選択的に固定するバンドブレーキである第1ブレーキB11と、キャリア11C、12Cを選択的に固定する多板ブレーキである第2ブレーキB12と、この第2ブレーキB12と並列に配置された第1一方方向クラッチF11と、ダブルピニオン型遊星歯車機構PG1のリングギヤ11Rを選択的に固定する多板ブレーキである第3ブレーキB13とが設けられている。なお、これらの摩擦係合装置の配置位置は後述する。

【0015】前記カウンタギヤ13は、前記中間軸14と平行に配置したカウンタシャフト15に取り付けてあ

(4)

6

5

るカウンタドリブンギヤ16に噛合しており、またこのカウンタシャフト15の他端部に取り付けてあるドライブギヤ17が、フロントディファレンシャル18におけるリングギヤ19に噛合している。

【0016】図2は上述した歯車変速装置をより具体化して示す部分断面図であり、入力軸10は、ステータ用の固定軸20の内周側に回転自在に配置されており、その先端部には中間軸14の一方の端部が挿入されてスプライン嵌合している。この中間軸14の他方の端部は、ケーシング21の端部に取り付けたエンドカバー22のボス部23に挿入され、かつ軸受24、25によってラジアル方向およびスラスト方向で回転自在に支持されている。そのケーシング21における軸線方向でのほぼ中間部には、中間軸14の軸心を中心とした環状の隔離壁26が形成されており、その隔離壁26を挟んで入力軸10側にダブルピニオン型遊星歯車機構PG1が配置され、またこれとは反対側にラビニョ型遊星歯車機構PG2が配置されている。

【0017】ダブルピニオン型遊星歯車機構PG1のサンギヤ11Sが一端部に形成されかつ他端部にラビニョ型遊星歯車機構PG2の第1サンギヤ12S1をスプライン嵌合させたサンギヤ軸27は、中間軸14の外周側に回転自在に嵌合させた中空軸であり、そのサンギヤ軸27の一端部（入力軸10側の端部）に第2クラッチC12用のクラッチドラム28が取り付けられている。このクラッチドラム28の内周部に複数の摩擦板がスプライン嵌合し、かつこれらの摩擦板と交互に配置した他の摩擦板が、クラッチドラム28の内側に同心円上に配置したクラッチハブ29にスプライン嵌合している。そしてそのクラッチハブ29は入力軸10の先端部に取り付けられている。さらにこの第2クラッチC12の摩擦板を押圧して係合させるピストン30が、クラッチドラム28によって形成された環状の円筒部分（シリンダ部）に前後動自在に収容されている。そしてバンドブレーキである第1ブレーキB11がクラッチドラム28の外周側に配置されている。

【0018】さらにダブルピニオン型遊星歯車機構PG1の外周側には、第3ブレーキB13のブレーキハブ31が配置されており、そのブレーキハブ31の外周部に摩擦板をスプライン嵌合させるとともに、その摩擦板と交互に配置した他の摩擦板をケーシング21の内面にスプライン嵌合させることにより、第3ブレーキB13が形成されている。この第3ブレーキB13を係合させるためのピストン32は、前記隔離壁26に取り付けた環状のシリンダ部材33の内部に前後動自在に収容されている。

【0019】前記サンギヤ軸27の外周側に各遊星歯車機構PG1、PG2のキャリア11C、12Cのボス部が延びて互いにスプライン嵌合している。またこれらのボス部の外周側には、カウンタギヤ13のボス部が延びており、このボス部と前記隔離壁26の内周面との間に軸受

34を配置することにより、カウンタギヤ13が隔離壁26に支持されている。なお、カウンタギヤ13のボス部はダブルピニオン型遊星歯車機構PG1側に突出しており、軸受34を固定するロックナット35が、ダブルピニオン型遊星歯車機構PG1のリングギヤ11Rのフランジ部より内周側でかつカウンタギヤ13のボス部の端部に取り付けられている。

【0020】カウンタギヤ13を挟んで前記隔離壁26とは反対側にラビニョ型遊星歯車機構PG2が配置され、さらにそのラビニョ型遊星歯車機構PG2の外周側に第2ブレーキB12が配置されている。すなわちケーシング21の内周面のうちラビニョ型遊星歯車機構PG2の外周側の部分に摩擦板がスプライン嵌合しており、その摩擦板と交互に配列した他の摩擦板が、リングギヤ12Rに接近して配置したブレーキハブ36にスプライン嵌合している。そしてこのブレーキハブ36がキャリア12Cに連結されている。またこの第2ブレーキB12を係合させるピストン37が、ケーシング21の内周面とケーシング21の内周部に取り付けた保持部材38とで形成されている環状の円筒部分に前後動自在に収容されている。なお、このピストン37の一部は、第2ブレーキB12の摩擦板を貫通して反対側まで延び、その先端部とケーシング21の内面との間にリターンズプリング39が配置されている。さらにこのリターンズプリング39のシート39aがカウンタギヤ13の外周端近くまで延びカウンタギヤ13により攪拌されたオイルが、ラビニョ型遊星歯車機構PG2に影響しないようになっている。

【0021】この第2ブレーキB12と並列の関係にある第1方向クラッチF11は、エンドカバー22の内部に収容されている。この方向クラッチF11のアウトレース40がエンドカバー22の内周面にスプライン嵌合し、またインナーレース41がリテーナ42を介してボス部23の外周部に回転自在に保持されている。このインナーレース41と前記第2ブレーキB12のブレーキハブ36とが、コネクティングドラム43によって連結されている。そして第1および第3ならびに第4のクラッチC11、C13、C14ならびに第2方向クラッチF12はこのコネクティングドラム43の内側に配置されている。

【0022】すなわちコネクティングドラム43の内周面と平行な外周面を備えたほぼ凹断面形状をなすクラッチハブ44が、中間軸14に取り付けられており、このクラッチハブ44の外周面とコネクティングドラム43の内周面とにそれぞれスプライン嵌合させられた摩擦板が、互いに交互に配置されている。すなわちコネクティングドラム43がクラッチドラムを兼ねており、ここに第3クラッチC13が形成されている。この第3クラッチC13を係合させるためのピストン45は、前記リテーナ42とコネクティングドラム43の内周面とを摺動面としてコネクティングドラム43の内部に前後動自在に収

容されている。

【0023】前記クラッチハブ44の先端部はラビニョ型遊星歯車機構PG2に近い位置まで延びており、その先端部分の内周面が、第1クラッチC11のクラッチドラムを兼ねている。すなわちラビニョ型遊星歯車機構PG2に隣接して第2一方向クラッチF12が配置されており、そのインナーレース46がラビニョ型遊星歯車機構PG2の第2サンギヤ12S2に一体化されており、またそのアウトレース47が第1クラッチC11のハブを兼ねており、このアウトレース47の外周面とクラッチハブ44の先端内周面とに、互いに交互に配置した摩擦板がスプライン嵌合させられている。

【0024】前記クラッチハブ44の内部のうち第2一方向クラッチF12を挟んでラビニョ型遊星歯車機構PG2とは反対側に、クラッチハブ44より小型の凹断面形状をなす第1クラッチ用ピストン48が前後動自在に収容されている。このピストン48の先端内周部は、第4クラッチC14のクラッチドラムを兼ねており、この部分と半径方向で対向させたクラッチハブ49が、第2一方向クラッチF12のインナーレース46に連結されている。そして第4クラッチC14に係合させるためのピストン50が第1クラッチ用ピストン48の内部に前後動自在に収容されている。なお、図2中符号51はパーキングギヤであって、このパーキングギヤ51はカウンタドリブンギヤ16と一体化されている。

【0025】上述した歯車変速装置では、各摩擦係合装置を図3に示すように係合・解放させることにより、前進6段・後進1段の変速段を設定することができる。なお、図3において、○印は係合、空欄は解放、◎印はエンジンブレーキを効かせる場合に係合、△印は係合・解放のいずれでもよいことをそれぞれ示している。

【0026】先ず第1速について簡単に説明すると、第1速は第1クラッチC11に係合させることに伴って第1および第2の一方向クラッチF11、F12が係合して設定される。すなわちラビニョ型遊星歯車機構PG2の第2のサンギヤ12S2が入力軸10と共に回転し、かつそのキャリア12Cが固定される。したがって出力要素であるリングギヤ12Rは、第2サンギヤ12S2の回転数に対して、第2サンギヤ12S2とリングギヤ12Rとの歯数の比に応じて減速された回転数で正回転（入力軸10と同方向の回転）する。またエンジンブレーキを効かせる場合には、各一方向クラッチF11、F12と並列の関係にある第2ブレーキB12および第4クラッチC14に係合させる。

【0027】第2速は、第1クラッチC11および第3ブレーキB13に係合させることに伴って第2一方向クラッチF12に係合させて設定する。すなわち第2サンギヤ12S2が入力要素、ダブルピニオン型遊星歯車機構PG1のリングギヤ11Rが反力要素となり、ダブルピニオン型遊星歯車機構PG1では、サンギヤ11Sが逆回転（入力

軸10とは反対方向の回転）し、またキャリア11Cは入力軸10に対して低速で正回転する。したがってラビニョ型遊星歯車機構PG2では、第1サンギヤ12S2が入力軸10と共に回転し、かつキャリア12Cが低速で正回転するので、リングギヤ12Rが第1速の場合より速く正回転する。したがってこの第2速の変速比は、ダブルピニオン型遊星歯車機構PG1のギヤ比（サンギヤ11Sとリングギヤ11Rとの歯数の比）とラビニョ型遊星歯車機構PG2での2つのギヤ比とによって定まる値となる。なお、エンジンブレーキを効かせる場合、第2一方向クラッチF12と並列の関係にある第4クラッチC14に係合させる。

【0028】第3速は、第1クラッチC11および第1ブレーキB11に係合させることに伴って第2一方向クラッチF11に係合させて設定する。すなわち第2サンギヤ12S2が入力要素、第1サンギヤ12S1が反力要素となる。したがって出力要素であるリングギヤ12Rからの負荷によってキャリア12Cおよび第1サンギヤ12S1が逆回転しようとするが、第1サンギヤ12S1が固定されているために、その反力でキャリア12Cが入力軸10より低速で正回転し、その結果、リングギヤ12Rが第2速の場合より速く正回転する。この第3速の変速比は、ラビニョ型遊星歯車機構PG2の2つのギヤ比で定まる値となる。なお、この場合も、エンジンブレーキを効かせるためには、第2一方向クラッチF12と並列の関係にある第4クラッチC14に係合させる。

【0029】第4速は、第1ないし第3のクラッチC11、C12、C13に係合させることに伴って第2一方向クラッチF12に係合させて設定する。したがってラビニョ型遊星歯車機構PG2では、2つのサンギヤ12S1、12S2とキャリア12Cとの三者が入力要素となるので、その全体が一体回転する。すなわち出力要素であるリングギヤ12Rが入力軸10と同速度で正回転し、いわゆる直結段となる。この場合も、エンジンブレーキを効かせるためには、第2一方向クラッチF12と並列の関係にある第4クラッチC14に係合させる。

【0030】第5速は、第3クラッチC13と第1ブレーキB11とに係合させて設定する。すなわちラビニョ型遊星歯車機構PG2のキャリア12Cを入力要素とするともに、第1サンギヤ12S1を反力要素として設定する。したがってリングギヤ12Rは、キャリア12Cに対して増速されて正回転し、その変速比は、第1サンギヤ12S1とリングギヤ12Rとの歯数の比に応じた値となる。なおこの第5速では、第2サンギヤ12S2が入力軸10より高速で正回転して第2一方向クラッチF12が解放状態となるので、第1クラッチC11は係合あるいは解放のいずれの状態としてもよい。

【0031】第6速は、第3クラッチC13と第3ブレーキB13とに係合させて設定する。すなわちキャリア11C、12Cを入力要素とし、かつダブルピニオン型遊星

歯車機構PG1のリングギヤ11Rを反力要素とする。したがってダブルピニオン型遊星歯車機構PG1では、リングギヤ11Rを固定してキャリア11Cが入力軸10と共に回転するので、サンギヤ11Sが高速で逆回転する。そのためラビニョ型遊星歯車機構PG2では、第1サンギヤ12S1が高速で逆回転する状態でキャリア12Cが入力軸10と共に回転するので、リングギヤ12Rは、第1サンギヤ12S1を固定してある第5速の場合より高速で正回転する。この第6速の変速比は、ダブルピニオン型遊星歯車機構PG1のギヤ比とラビニョ型遊星歯車機構PG2における第1サンギヤ12S1とリングギヤ12Rとの歯数の比に基づいて定まる値となる。

【0032】後進段は、第2クラッチC12と第2ブレーキB12とを係合させて設定する。したがってラビニョ型遊星歯車機構PG2の第1サンギヤ12S1が入力要素、キャリア12Cが反力要素となるので、リングギヤ12Rは第1ピニオン12P1を介して逆回転させられる。その変速比は、第1サンギヤ12S1とリングギヤ12Rとの歯数の比に基づいて定まる値となる。

【0033】なお上述した各変速段のうちダブルピニオン型遊星歯車機構PG1が変速に関与するのは、第2速と第6速とであるが、図2に示す構成から明らかのように、このダブルピニオン型遊星歯車機構PG1とそのリングギヤ12Rを固定する第3ブレーキB13とは、ケーシング21の内部で隔離壁26によって仕切られた部分に配置されており、これらを取り去っても他の構成に特に影響を与えない。したがって上記の歯車変速装置は、コンパクトで6速用変速装置と4速用変速装置とのいずれにも組み立てることができ、また6速目を制御しなければ5速段の自動変速機としても組み立てることができ、さらにクラッチC13を取り去ると低コストな3速段の自動変速機としても利用可能であるので、3速から6速まで可能な汎用性に優れたものとすることができる。このときクラッチC13は他部品に影響することなく取り去ることができるので、3速段から6速段のコンパクトな自動変速機を構成することができる。

【0034】

【発明の効果】以上説明したようにこの発明の歯車変速装置は、ラビニョ型遊星歯車機構の第1サンギヤおよびキャリアの回転速度をダブルピニオン型遊星歯車機構に

よって変えることにより、所定の変速段を設定するように構成してあるから、設定可能な変速段数が多くなって多段化を図ることができ、しかもラビニョ型遊星歯車機構を使用していることにより全体としての軸線方向での寸法を短縮でき、いわゆる横置きタイプの自動変速機に適したものとすることができる。また出力部材であるカウンタギヤをラビニョ型遊星歯車機構のリングギヤに直接連結して歯車変速装置の全体としての軸線方向でのほぼ中央部にカウンタギヤを配置できるので、いわゆる折り返しのための機構もしくは部材が不要になり、その結果、歯車変速装置を全体として小型軽量化することができる。さらにケーシングに突設した隔離壁によってカウンタギヤを支持するとともに、その隔離壁を挟んで入力軸側にダブルピニオン型遊星歯車機構およびこれに関係する摩擦係合装置を配置し、かつ隔離壁を挟んだ他方の側にラビニョ型遊星歯車機構およびその他の摩擦係合装置を配置したので、組付け性が向上するとともに、全体としての構成を小型化することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】この発明の一実施例を概略的に示すスケルトン図である。

【図2】この発明の実施例の一部をより具体的に示す断面図である。

【図3】この発明の実施例で各変速段を設定するための摩擦係合装置の係合作動表を示す図表である。

【図4】従来の歯車変速装置の一例を示すスケルトン図である。

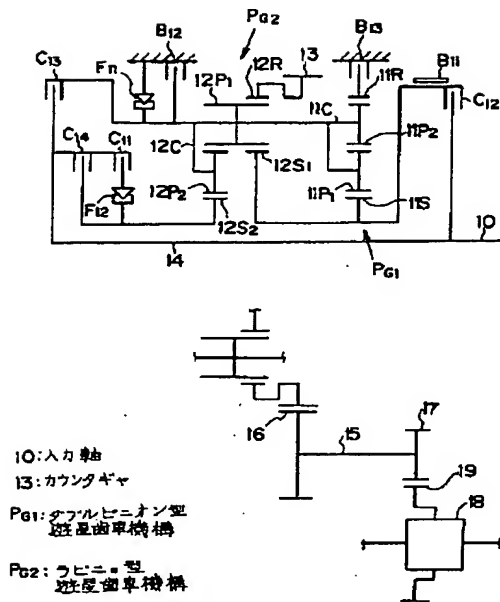
【符号の説明】

- 10 入力軸
- 11S, 12S1, 12S2 サンギヤ
- 11R, 12R リングギヤ
- 11C, 12C キャリア
- 13 カウンタギヤ
- 21 ケーシング
- 26 隔離壁
- PG1 ダブルピニオン型遊星歯車機構
- PG2 ラビニョ型遊星歯車機構
- C11, C12, C13, C14 クラッチ
- B11, B12, B13 ブレーキ
- F11, F12 一方向クラッチ

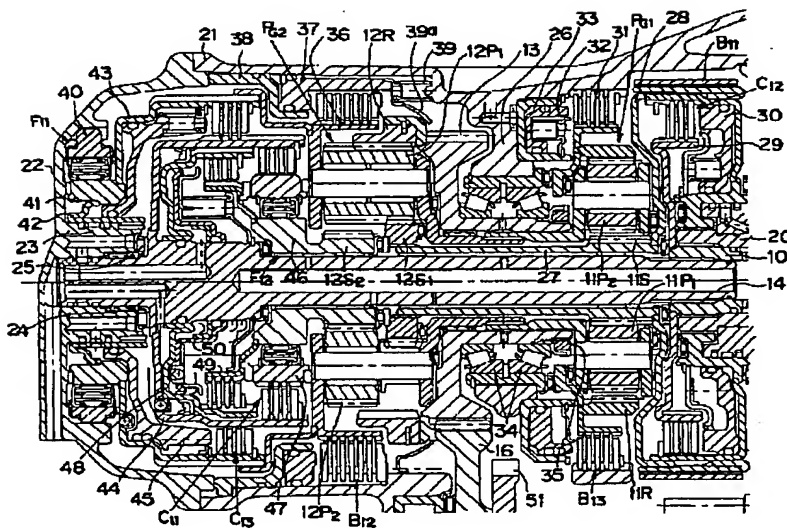
【図3】

	C11	C12	C13	C14	B11	B12	B13	F11	F12
1ST	○			⊗		⊗		○	○
2ND	○			⊗			○		○
3RD	○			⊗	○				○
4TH	○	○	○	⊗					○
5TH	△		○		○				
6TH			○				○		
REV		○		○		○			

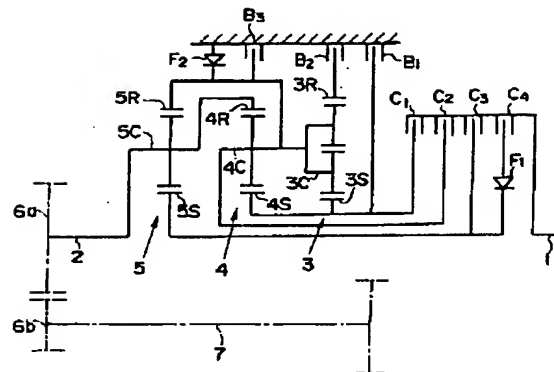
【図1】



【図2】



【図4】



THIS PAGE BLANK (USPTO)